View metadata, citation and similar papers at core.ac.uk
brought to you by CORE
provided by Electronic Journals of UIKA Bogor (Universitas Ibn Khaldun)

ANALISIS KINERJA EVAPORATOR PADA SISTEM *ORGANIC RANKINE CYCLE* KAPASITAS 500KW

Wahidin[1], Yogi Sirodz Gaos[1], Irvan Wiradinata[1].
[1]Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik & Sains, Universitas Ibn Khaldun Bogor
Corresponden Author :wahidin23312@gmail.com

ABSTRAK

Penelitian ini mengamati kinerja evaporator pada pembangkit tenaga listrik Rankine Cycle (ORC) 500 kW. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk menganalisis efisiensi dan kinerja evaporator. Cairan kerja yang digunakan dalam sistem ORC ini adalah n-pentana (C5H12). Beberapa parameter yang yang digunakan pada perhitungan termal adalah: Termodinamika; Sifat fluida kerja berdasarkan Refrop; dan efisiensi ORC. Selain itu, penelitian ini menggunakan Heat Transfer Research Inc (HTRI) untuk membandingkan perhitungan manual dan berbasis perangkat lunak. Perhitungan ini menunjukkan bahwa 8.64 persen penyimpangan (1741 tabung dengan perhitungan manual sementara 1782 oleh perhitungan software-base). Data yang diperoleh untuk penelitian ini menunjukkan bahwa sirkulasi air panas di sisi tabung memiliki aliran massa 28.828 kg/s, suhu inlet 164.99 C, suhu outlet 134.99 C. Sementara itu, di sisi shell (n-pentane) memiliki suhu inlet 91.61 C, suhu outlet 140,43 dan aliran massa 10,213 kg / s. Hasilnya menunjukkan bahwa evaporator memiliki efisiensi 66.5 persen, Q air panas (= 3632 kW, panas laten dan panas yang masuk akal = 3886.95 kW.

Kata kunci : Siklus Rankine Organik, Evaporator, HTRI, Fluida Kerja, Refrop.

ABSTRACT

This research is observes an evaporator performance in the Organic Rankine Cycle (ORC) 500 kW power plant. The purpose of this research is to analyse the efficiency and performance the evaporator. The working fluid used in this ORC system is n-pentane (C5H12). Several parameters which were taken into consideration during the thermal calculation are: Thermodynamic; Properties of working fluid based on Refrop; and the ORC's efficiency. Moreover, this research used Heat Transfer Research Inc (HTRI) in order to compare manual and software-based calculation. This calculation shows that 8,64 percent overdesign deviation (1741 tube by manual calculation while 1782 by software-base calculation). Data obtained for this research shows that the hot water circulation in the tube side has a mass flow of 28.828 kg/s, an inlet temperature of 164.99 C , an outlet temperature of 134.99 C . Meanwhile, in the shell side (n-pentane) has an inlet temperature of 91.61 C , an outlet temperature of 140.43 C and a mass flow 10.213 kg/s. The results show that the evaporator has an efficiency of 66.5 percent, Q hot water (= 3632 kW, latent heat and sensible heat = 3886.95 kW.

Keywords : Organic Rankine Cycle, Evaporator, HTRI, Working Fluid, Refrop.

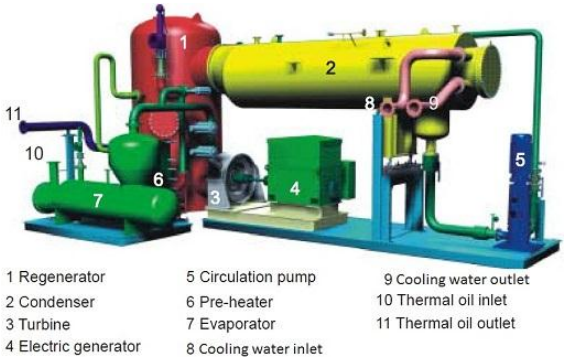
1. PENDAHULUAN

Indonesia merupakan negara yang belum merata pasokan listriknya ke daerah-daerah tertentu. Listrik merupakan salah satu kebutuhan utama bagi manusia untuk kegiatan rumah tangga maupun untuk kegiatan industri pada perusahaan. Kebutuhan listrik di Indonesia berbanding terbalik dengan suplai energi yang tersedia. Indonesia perlu sumber tenaga listrik yang alternatif yang bisa menunjang kebutuhan listrik untuk para penggunanya, oleh sebab itu dibutuhkan sumber energi listrik terbarukan yang efektif.

Organic Rankine Cycle yang sering dikenal dengan sebutan ORC bisa direalisasikan di Indonesia. Indonesia memiliki sumber sumber Geothermal (panas bumi) yang bisa dimanfaatkan untuk membantu sistem ORC. Sumber panas bumi di Indonesia berkisar antara 100ºC-220ºC untuk sumber panas bumi suhu menengah dan 70ºC-100ºC untuk sumber panas bumi suhu rendah yang bisa dimanfaatan untuk pembangkit listrik Binary Cycle seperti Organic Rankine Cycle atau Kalina Cycles (Nugraha, 2015).

ORC merupakan pengembangan dari siklus Rankine dengan menggunakan refrigerant sebagai

fluida kerja untuk menghasilkan energi listrik yang dibutuhkan. Pada ORC memiliki empat komponen penting yaitu evaporator, turbin, kondensor dan pompa (Roy, *et al.*, 2011).

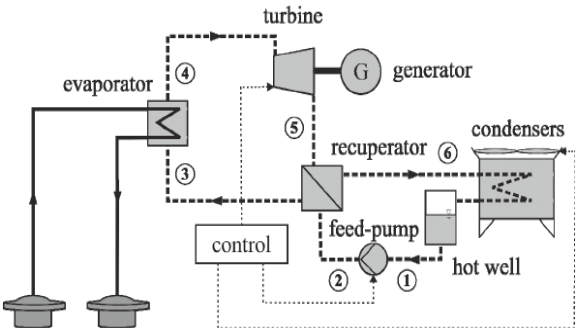


Gambar 1. Komponen ORC

Secara singkat proses yang terjadi pada sistem ORC ini adalah fluida kerja dalam penilitian ini menggunakan n-pentane (C5H12) sebagai fluida kerjanya yang akan dipompa menuju evaporator untuk membangkitkan uapnya. Kemudian uap tesebut digunakan untuk menggerakan atau memutar turbin yang diteruskan ke generator untuk menghasilkan energi listrik. Kemudian uap yang digunakan untuk memutar turbin tadi dikirim ke kondensor agar dikondensasikan menjadi kondesat. Pada kondensor ini terjadi pelepasan energi kalor. Lalu fluida tadi kembali di sirkulasikan oleh pompa kembali ke evaporator untuk kembali diuapkan dan siklus ini terjadi secara berkesinambungan dan terus-menerus (Gaos, *et al.*, 2015)

Evaporator merupakan salah satu komponen penting yang dibutuhkan sistem ORC. Pada evaporator ini terjadi pelepasan kalor secara evaporasi dan kalor sensibel. Tipe evaporator yang pada ORC ini adalah shell and tube yang mana air panas disirkulasikan melalui tube lalu memanaskan fluida kerja yang ada dalam shell dan uap yang dihasilkan dari fluida kerja dikirim ke turbin untuk memutarkan generator dan menghasilkan listrik (Ihsan, 2017).

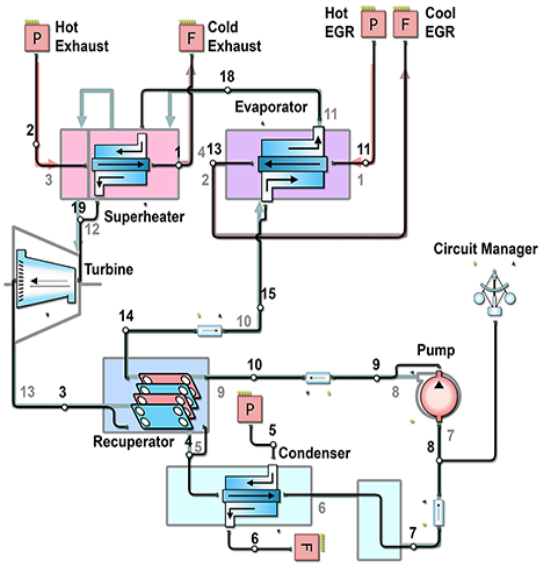
Pada penilitian ini bertujuan untuk mengetahui kinerja yang dihasilkan oleh evaporator dan mengetahui efisiensi yang dihasilkan oleh evaporator pada sistem ORC dengan kapasitas 500 kW. Dengan fluida yang digunakan adalah n-pentane (C5H12) dengan sumber panas berasal dari Brine Water yang diteruskan ke Hot Water Circulation.



Gambar 2. Organic Rankine Cycle

2. METODOLOGI

a. Skema ORC



Gambar 3. Skema ORC

Tahapan penelitian yang dilakukan adalah dengan memeriksa sistem ORC apakah bekerja dengan baik atau terjadi kebocoran pada salah satu sistem. Kemudian mencari data apa saja yang dibutuhkan untuk menghitung efisiensi dan kinerja evaporator pada sistem ORC yang akan dilakukan penelitian. Data yang diambil melalui indikator yang sudah dipasang pada alat-alat yang akan diteliti seperti pada proses hot water circulation dan evaporator dengan dibantu alat ukur yang terpasang seperti pressure gauge, termometer yang panel kontrol yang tersedia.

Tahapan selanjutnya mencari panas nilai panas spesifik dengan dibantu perangkat lunak Reffrop kemudian dihitung dan hasil hitungan manual di validasi menggunakan perangkat lunak HTRI (Heat Transfer Research Inc.). Adapun tahap penelitian yang akan dilakukan sesuai dengan alur penelitian seperti pada gambar 4.

Gambar 4. Alur Penelitian

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

- **Data Spesifikasi Alat Penukar Kalor (Evaporator) :**

Bahan obyek pada penelitian ini adalah sebuah alat penukar kalor (evaporator) dengan tipe shell and tube dengan aliran fluida contra flow (aliran menyilang). Evaporator ini memiliki spesifikasi teknis yang didapat sebagai berikut (Veriyawan, & Biyanto, 2014):

- Fluida kerja : N-Pentane (C5H12)
- Sumber Air panas : hot water circulation dari panas bumi.
- Tipe Evaporator :1Shell 1 Pass Tube
- Aliran Fluida :Contra Flow. Air panas pada sisi tube dan C5H12 pada sisi shell.
- Diameter luar tube : 15.875 mm
- Diameter dalam tube : 15.405 mm
- Panjang tube : 6.096 m
- Tube layout 30 yang berarti CL = 0.86
- Pitch ratio :1.25
- Jumlah tube (NT) : 1782

Berdasarkan dataobservasi di lapangan maka didapat data rata-rata untuk evaporator seperti dibawah ini :

- Suhu masuk air ( ) : 164.99 C
- Suhu keluar air ( ) : 134.99 C
- Laju aliran massa air( ) : 28.828 kg/s
- Suhu masuk n-pentane( ): 91.61 C
- Suhu keluar n-pentane ( ) : 140.43 C
- Laju aliran massa n-pentane ( ) : 10.213 kg/s

Tabel 1. Sifat Fluida

Simbol	Air (164,99°C)	N-pentane (91,61°C)
ρ (kg/m^3)	902.52	127.74
k (W/m°C)	0.67861	0.088460
C_p (kJ/kg°C)	4.6649	2.6881
Pr	1.0861	3.8816
μ (kg/m.s)	0.0001823	0.0023308

Lalu didapat sifat fluida dari data diatas dengan menggunakan Refroop:

Dimana ρ adalah massa jenis, k adalah konduktivitas termal, Cpadalah kalor spesifik, Pr adalah bilangan Prandtl dan μadalah viskositas kinematik.

- **Perhitungan Kalor yang Dilepaskan**

kalor yang dilepaskan oleh fluida panas bisa dihitung dengan menggunakan rumus temperatur bulk (T_b) sebagai berikut :

$$T_b = \frac{T_1 - T_2}{2} = \frac{164.99 - 134.99}{2} = 15°C$$

Jadi bisa kita ambil panas spesifiknya dari suhu 15°C untuk menghitung $Q{\cdot}hot$:

$Q{\cdot}hot = Q{\cdot}$water

$Q{\cdot}hot = (m{\cdot} \times C_p \times \Delta T)$ hot

= 28.828 kg/s x 4.1888 kJ/Kg°C x 30°C

= 3622 kW

- **Perhitungan *Latent Heat***

Latent heat merupakan panas yang diperlukan untuk merubah fasa atau wujud benda dengan suhu yang tetap (Bao & Zhao, 2013).

$\dot{Q}$cold = $\dot{Q}$ N-Pentane

$\dot{Q}$ N-Pentane = $(\dot{m} \cdot h_{latent})$

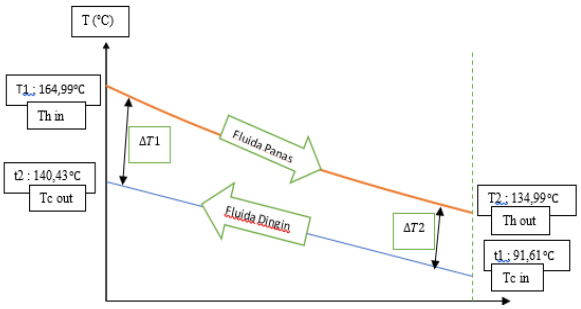
= 10,213 kg/s x 305,87 kJ/kg

= 3123 kW

Maka tingkat total penghilang panas pada evaporator adalah :

$\dot{Q}$ Evaporator = 3622 kW + 3123 kW = 6745 kW

- **Perhitungan Beda Suhu Rata-Rata (LMTD)**



Gambar 5. Perbedaan Suhu Aliran Berlawanan

$\Delta T1$ =T_Hot_in - T_Cold_out

= 164.99 – 140.43

= 24.56℃

$\Delta T2$ = T_Hot_out - T_Cold_in

= 134.99 – 91.61

= 43.38℃

$$\Delta Tlmtd = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{In(\Delta T1 \div \Delta T2)}$$

$$= \frac{24,56 - 43,38}{\text{In}\,(24,56 \div 43,38)} = 33,1°C$$

- **Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh**

Untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas menyeluruh kita bisa menghitungnya menggunakan luas permukaan yang telah didapat (Sirodz, 2018)

$$A_o = \pi\, d_o L N_t$$

= 3,14 x 0,015875 x 6,096 x 1782

= 541.5 m^2

Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Didalam Pipa.Perhitungan koefisien perpndahan panas konveksi dibantu dengan data dari *Refroop* dan data velositi yang didapat 0,14 m/s. Dengan data ini maka perhitungan bilangan *Reynolds* seperti pada perhitungan dibawah ini :

$$Re = \frac{\rho \, x \, v \, x \, d}{u}$$

$$= \frac{902,52 \frac{kg}{m^3} x \;\; 0.14 \frac{m}{s} x \; 0,15405m}{0,0001823}$$

= 23962.39

Dimana $v$adalah Velositi fluida (m/s), $d$adalah Diameter pipa (m), ν adalah Visikositas kinematik (m^2/s). Dari data diatas kita bisa menghitung bilangan *Nusselt* (Cengel & Pérez, 2004).

Nu = 0.23 x $Re^{0.8}$ x Pr^n

Nu_h = 0.23 x $23962,39^{0.8}$ x $1,0861^{0.4}$

= 758.05

Nu_c = 0.23 x $23962,39^{0.8}$ x $3,8816^{0.3}$

= 1101.67

Lalu selanjutnya kita menghitung koefisien perpindahan panas konveksi bagian luar dan bagian dalam.Koefisien perpindahan panas konveksi bagian luar (h_o)

$$h_o = \frac{Nuc \, x \, k}{Do} = \frac{1101.67 \, x \, 0,088460 \text{ W/m°C}}{0.015875\text{m}}$$

= 613.888 Wm^2°C

Koefisien perpindahan panas konveksi bagian dalam (h_i)

$$h_i = \frac{Nuh \, x \, k}{Do} = \frac{758.05 \, x \, 0,0023308 \text{ W/m°C}}{0.015405\text{m}}$$

=114.694 Wm^2°C

Jadi koefisien perpinadahan panas menyeluruhnya adalah (U) :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{m} + \frac{L}{k} + \frac{1}{hc}}$$

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \times \Delta T_m} = \frac{6745 \; kW}{6096m \; x \; 33,1°C}$$

= 3342 W/m^2.°C

Setelah mendapatkan niala Ao maka hasil koefisien perpindahan panas *clean* bisa dihitung dengan persamaan dibawah ini :

$$Uc = \frac{Q}{A.F_T \; .\Delta T_{LMTD}} = \frac{4016 \; kJ/kg°C}{541,5 \; m^2 \; \times 0,7 \; \times 14}$$

$$= 756 \; \frac{W}{m^2 °C}$$

Kemudian Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) :

$$U = \frac{Q}{\pi x d x L x \Delta T_{lmtd}}$$

$$U = \frac{6745\ kJ/kg°C}{3{,}14\ x\ 0{,}015875m\ x\ 6{,}096m\ x\ 14°C}$$

$$= 944\ \frac{W}{m^2 °C}$$

- **Perhitungan Diameter *Shell* (DS)**

Untuk mengetahui jumlah *tube* yang sesuai untuk APK, langkah awalnya dengan cara mencari diameter *tube* secara manual dengan persamaan seperti dibawah ini :

$$D_s = 0.637\left(\frac{Cl}{CT_p}\right)^{0.5}\left(\frac{A\,(PR)^2 d_o}{L}\right)^{0.5}$$

$$= 0.637.\left(\frac{0{,}86}{0{,}93}\right)^{0{,}5}\left(\frac{541{,}5\ (1{,}25)^2 15{,}857}{6096}\right)^{0{,}5}$$

= 936 mm

Setelah mendapat diameter jumlah *tube*, tahap selanjutnya mencari jumlah *tube* secara manual dan kemudian dicocokkan dengan jumlah actual *tube* yang telah ada. Mencari jumlah *tube* bisa menggunakan persamaan seperti dibawah ini :

$$N_t = 0.785\left(\frac{CT_p}{Cl}\right)\frac{D_S^2}{(PR)^2(d_o)^2}$$

$$=0.785\ x\ \left(\frac{0{,}86}{0{,}93}\right)\frac{936^2}{(1{,}25)^2(15{,}857)} = 1741\ \text{tube}$$

Dari hasil perhitungan desain tersebut didapat diameter *shell*, *Ds* :936 mm dan jumlah tube, *Nt* = 1741 tube

- **Panas spesifikasi *Shell* :**

Cc $= \dot{m} \cdot$ x Cpc

= 10.213 kg/s x 2,7152 kJ/Kg°C

$= 27{,}73\ \frac{kW}{°C}$

- **Panas spesifikasi *Shell* :**

Cp $= \dot{m} \cdot$ x Cph

= 28,828 kg/s x 4,6449 kJ/Kg°C

$= 133{,}9\ \frac{kW}{°C}$

- **Efektifitas Alat Penukar Kalor**

Laju kapasitas kalor dingin disisi pipa dapat dihitung dengan persamaan :

C = Cmin / Cmax

= 2.7152 kJ/Kg°C /4.6449 kJ/Kg°C

= 0.58

Q max = Cmin (Thi – Tci)

= 2.7151 x (164.99-91.61)

= 200 kW

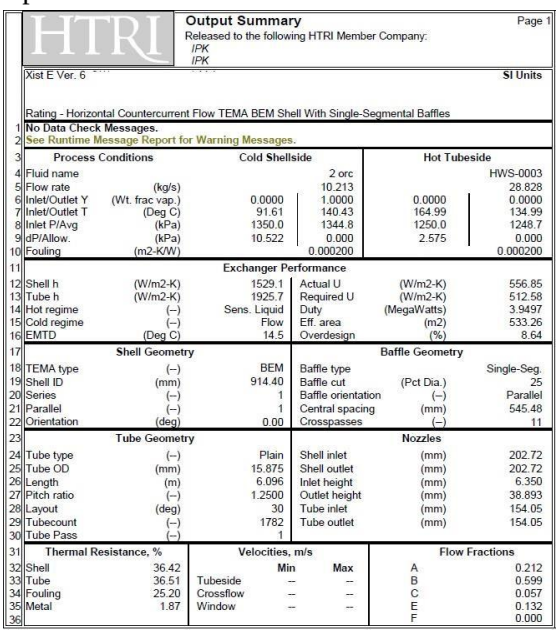
Estimasi perhitungan nilai efektifitas (ε) alat penukar kalor bisa didapatkan dengan menggunakan rumus :

$$\varepsilon = \frac{Tco - Tci}{Thi - Tci}\ x\ 100\% = \frac{140{,}43 - 91{,}61}{164{,}99 - 91{,}61}\ x\ 100\%$$

= 66.5%

a. Validasi HTRI

Validasi menggunakan HTRI dengan memasukan data-data yang sudah didapat, maka didapat hasil seperti gambar 9,10,11,12 seperti dibawah ini.



HTRI — Output Summary — Page 1

Released to the following HTRI Member Company:
IPK
IPK

Xist E Ver. 6 — SI Units

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA BEM Shell With Single-Segmental Baffles

No Data Check Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name			2 orc		HWS-0003
Flow rate	(kg/s)		10.213		28.828
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	91.61	140.43	164.99	134.99
Inlet P/Avg	(kPa)	1350.0	1344.8	1250.0	1248.7
dP/Allow.	(kPa)	10.522	0.000	2.575	0.000
Fouling	(m2-K/W)		0.000200		0.000200

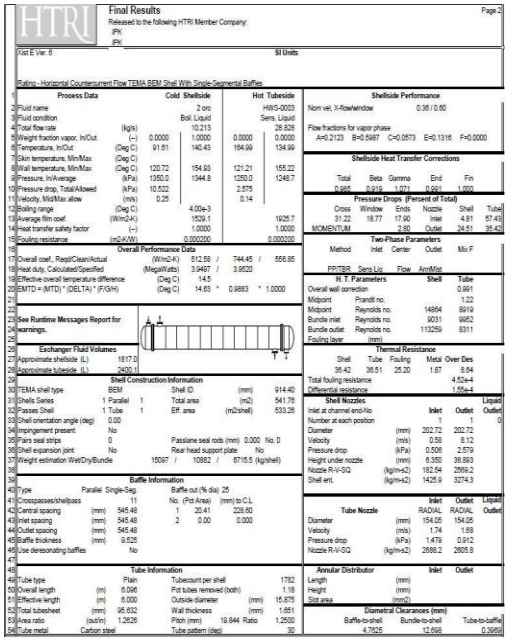
Exchanger Performance					
Shell h	(W/m2-K)	1529.1	Actual U	(W/m2-K)	556.85
Tube h	(W/m2-K)	1925.7	Required U	(W/m2-K)	512.58
Hot regime	(--)	Sens. Liquid	Duty	(MegaWatts)	3.9497
Cold regime	(--)	Flow	Eff. area	(m2)	533.26
EMTD	(Deg C)	14.5	Overdesign	(%)	8.64

Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type	(--)	BEM	Baffle type		Single-Seg.
Shell ID	(mm)	914.40	Baffle cut	(Pct Dia.)	25
Series	(--)	1	Baffle orientation	(--)	Parallel
Parallel	(--)	1	Central spacing	(mm)	545.48
Orientation	(deg)	0.00	Crosspasses	(--)	11

Tube Geometry			Nozzles		
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(mm)	202.72
Tube OD	(mm)	15.875	Shell outlet	(mm)	202.72
Length	(m)	6.096	Inlet height	(mm)	6.350
Pitch ratio	(--)	1.2500	Outlet height	(mm)	38.893
Layout	(deg)	30	Tube inlet	(mm)	154.05
Tubecount	(--)	1782	Tube outlet	(mm)	154.05
Tube Pass	(--)	1			

Thermal Resistance, %		Velocities, m/s	Min	Max	Flow Fractions	
Shell	36.42				A	0.212
Tube	36.51	Tubeside	--	--	B	0.599
Fouling	25.20	Crossflow	--	--	C	0.057
Metal	1.87	Window	--	--	E	0.132
					F	0.000

Gambar 6. Hasil HTRI 1



HTRI — Final Results — Page 2

Released to the following HTRI Member Company:
IPK
IPK

Xist E Ver. 6 — SI Units

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA BEM Shell With Single-Segmental Baffles

Process Data		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name			2 orc		HWS-0003
Fluid condition			Boil. Liquid		Sens. Liquid
Total flow rate	(kg/s)		10.213		28.828
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000
Temperature, In/Out	(Deg C)	91.61	140.43	164.99	134.99
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)				
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	120.72	154.93	121.21	155.22
Pressure, In/Average	(kPa)	1350.0	1344.8	1250.0	1248.7
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	10.522		2.575	
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	0.25		0.14	
Boiling range	(Deg C)		4.00e-3		
Average film coef.	(W/m2-K)		1529.1		1925.7
Heat transfer safety factor	(--)		1.0000		1.0000
Fouling resistance	(m2-K/W)		0.000200		0.000200

Overall Performance Data				
Overall coef., Reqd/Clean/Actual	(W/m2-K)	512.58 /	744.45 /	556.85
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	3.9497 /	3.9520	
Effective overall temperature difference	(Deg C)	14.5		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/GH)	(Deg C)	14.63 *	0.9883 *	1.0000

See Runtime Messages Report for warnings.

Exchanger Fluid Volumes	
Approximate shellside (L)	1817.0
Approximate tubeside (L)	2400.1

Shell Construction Information					
TEMA shell type	BEM		Shell ID	(mm)	914.40
Shells Series	1 Parallel	1	Total area	(m2)	541.78
Passes Shell	1 Tube	1	Eff. area	(m2/shell)	533.26
Shell orientation angle (deg)	0.00				
Impingement present	No				
Pass seal strips	0		Passlane seal rods (mm)	0.000	No. 0
Shell expansion joint	No		Rear head support plate	No	
Weight estimation Wet/Dry/Bundle	15097 /	10882 /	6715.5 (kg/shell)		

Baffle Information					
Type	Parallel	Single-Seg.	Baffle cut (% dia)	25	
Crosspasses/shellpass		11	No. (Pct Area)	(mm)	to C.L.
Central spacing	(mm)	545.48	1 20.41	228.60	
Inlet spacing	(mm)	545.48	2 0.00	0.000	
Outlet spacing	(mm)	545.48			
Baffle thickness	(mm)	6.525			
Use deresonating baffles		No			

Tube Information					
Tube type		Plain	Tubecount per shell		1782
Overall length	(m)	6.096	Pct tubes removed (both)		1.18
Effective length	(m)	6.000	Outside diameter	(mm)	15.875
Total tubesheet	(mm)	95.632	Wall thickness	(mm)	1.651
Area ratio	(out/in)	1.2628	Pitch (mm) 19.844	Ratio	1.2500
Tube metal		Carbon steel	Tube pattern (deg)		30

Shellside Performance	
Nom vel, X-flow/window	0.36 / 0.60
Flow fractions for vapor phase	A=0.2123 B=0.5987 C=0.0573 E=0.1316 F=0.0000

Shellside Heat Transfer Corrections					
	Total	Beta	Gamma	End	Fin
	0.985	0.919	1.071	0.991	1.000

Pressure Drops (Percent of Total)						
	Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube
	31.22	18.77	17.90	Inlet	4.81	57.43
MOMENTUM			2.80	Outlet	24.51	95.43

Two-Phase Parameters					
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F	
PP/TBR	Sens Liq	Flow	Ann/Mist		

H. T. Parameters	Shell	Tube
Overall wall correction		0.991
Midpoint Prandtl no.		1.22
Midpoint Reynolds no.	14864	8919
Bundle inlet Reynolds no.	9031	9952
Bundle outlet Reynolds no.	113259	8311
Fouling layer (mm)		

Thermal Resistance					
	Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des
	36.42	36.51	25.20	1.87	8.64
Total fouling resistance					4.52e-4
Differential resistance					1.55e-4

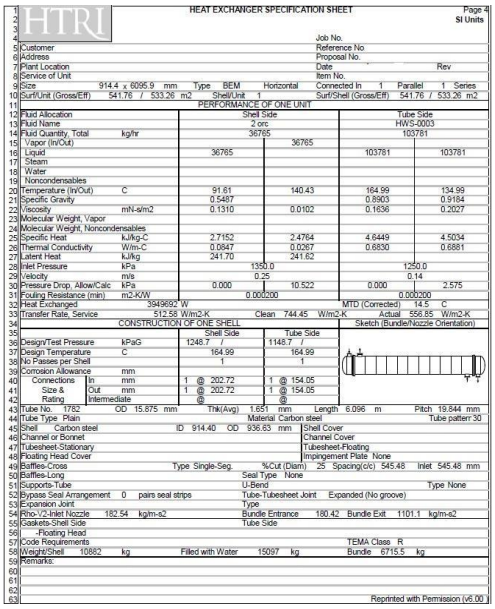
Shell Nozzles		Inlet	Outlet	Liquid
Inlet at channel end-No				Outlet
Number at each position		1	1	0
Diameter	(mm)	202.72	202.72	
Velocity	(m/s)	0.58	6.12	
Pressure drop	(kPa)	0.506	2.579	
Height under nozzle	(mm)	6.350	38.893	
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)	182.54	2569.2	
Shell ent.	(kg/m-s2)	1425.9	3274.3	

Tube Nozzle		Inlet	Outlet	Liquid
		RADIAL	RADIAL	Outlet
Diameter	(mm)	154.05	154.05	
Velocity	(m/s)	1.74	1.68	
Pressure drop	(kPa)	1.479	0.912	
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)	2888.2	2805.8	

Annular Distributor		Inlet	Outlet
Length	(mm)		
Height	(mm)		
Slot area	(mm2)		

Diametral Clearances (mm)		
Baffle-to-shell	Bundle-to-shell	Tube-to-baffle
4.7625	12.698	0.3969

Gambar 7. Hasil HTRI 2



HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET

Page 4
SI Units

Job No.
Customer | Reference No.
Address | Proposal No.
Plant Location | Date | Rev
Service of Unit | Item No.
Size 914.4 x 6095.9 mm Type BEM Horizontal Connected In 1 Parallel 1 Series
Surf/Unit (Gross/Eff) 541.76 / 533.26 m2 Shell/Unit 1 Surf/Shell (Gross/Eff) 541.76 / 533.26 m2

PERFORMANCE OF ONE UNIT

Fluid Allocation		Shell Side		Tube Side	
Fluid Name		2 orc		HWS-0003	
Fluid Quantity, Total	kg/hr	36765		103781	
Vapor (In/Out)			36765		
Liquid		36765		103781	103781
Steam					
Water					
Noncondensables					
Temperature (In/Out)	C	91.61	140.43	164.99	134.99
Specific Gravity		0.5487		0.8903	0.9184
Viscosity	mN-s/m2	0.1310	0.0102	0.1636	0.2027
Molecular Weight, Vapor					
Molecular Weight, Noncondensables					
Specific Heat	kJ/kg-C	2.7152	2.4764	4.6449	4.5034
Thermal Conductivity	W/m-C	0.0847	0.0267	0.6830	0.6881
Latent Heat	kJ/kg	241.70	241.62		
Inlet Pressure	kPa	1350.0		1250.0	
Velocity	m/s	0.25		0.14	
Pressure Drop, Allow/Calc	kPa	0.000	10.522	0.000	2.575
Fouling Resistance (min)	m2-K/W	0.000200		0.000200	

Heat Exchanged 3949692 W MTD (Corrected) 14.5 C
Transfer Rate, Service 512.58 W/m2-K Clean 744.45 W/m2-K Actual 556.85 W/m2-K

CONSTRUCTION OF ONE SHELL

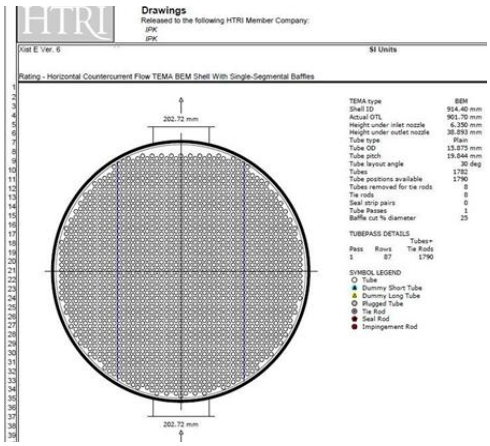
		Shell Side	Tube Side
Design/Test Pressure	kPaG	1248.7 /	1148.7 /
Design Temperature	C	164.99	164.99
No Passes per Shell		1	1
Corrosion Allowance	mm		
Connections Size & Rating	In mm	1 @ 202.72	1 @ 154.05
	Out mm	1 @ 202.72	1 @ 154.05
	Intermediate	@	@

Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)

Tube No. 1782 OD 15.875 mm Thk(Avg) 1.651 mm Length 6.096 m Pitch 19.844 mm
Tube Type Plain Material Carbon steel Tube pattern 30
Shell Carbon steel ID 914.40 OD 936.63 mm Shell Cover
Channel or Bonnet | Channel Cover
Tubesheet-Stationary | Tubesheet-Floating
Floating Head Cover | Impingement Plate None
Baffles-Cross Type Single-Seg. %Cut (Diam) 25 Spacing(c/c) 545.48 Inlet 545.48 mm
Baffles-Long Seal Type None
Supports-Tube U-Bend Type None
Bypass Seal Arrangement 0 pairs seal strips Tube-Tubesheet Joint Expanded (No groove)
Expansion Joint Type
Rho-V2-Inlet Nozzle 182.54 kg/m-s2 Bundle Entrance 180.42 Bundle Exit 1101.1 kg/m-s2
Gaskets-Shell Side Tube Side
-Floating Head
Code Requirements TEMA Class R
Weight/Shell 10882 kg Filled with Water 15097 kg Bundle 6715.5 kg
Remarks:

Reprinted with Permission (v6.00)

Gambar 8. Hasil HTRI 2



Drawings
Released to the following HTRI Member Company:
iPK
iPK

Xist E Ver. 6 SI Units

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA BEM Shell With Single-Segmental Baffles

202.72 mm

TEMA type BEM
Shell ID 914.40 mm
Actual OTL 901.70 mm
Height under inlet nozzle 6.350 mm
Height under outlet nozzle 36.893 mm
Tube type Plain
Tube OD 15.875 mm
Tube pitch 19.844 mm
Tube layout angle 30 deg
Tubes 1782
Tube positions available 1790
Tubes removed for tie rods 8
Tie rods 8
Seal strip pairs 0
Tube Passes 1
Baffle cut % diameter 25

TUBEPASS DETAILS

Pass	Rows	Tubes+ Tie Rods
1	87	1790

SYMBOL LEGEND
Tube
Dummy Short Tube
Dummy Long Tube
Plugged Tube
Tie Rod
Seal Rod
Impingement Rod

202.72 mm

Gambar 9. Hasil HTRI 2

Kemudian hasil yang didapat dari HTRI dibandingkan dengan hitungan manual seperti pada tabel 2.

Tabel 2. Hasil Hitungan Manual dan HTRI

Data	Konstruksi		Unit
	Nilai Optimum (Hitungan Manual)	HTRI	
Do	15.875	15.875	mm
L	6.096	6.096	m
Nt	1741	1782	pcs
Ds	937	936	mm
U_c	756	744.45	W/m^2°C

4. KESIMPULAN

1. Dalam hasil hitungan yang dilakukan adalah dengan mengambil suhu masuk dan keluar yang terdapat pada data dengan laju aliran yang tertera di data pada saat pengambilan data berlangsung dengan mendapatkan kapasitas APK dari perhitungan data pengoprasian disisi sirkulasi air panas, Qhw = 3622 kW
2. Dari analisis perhitungan latent heat dan sensible heat mendapatkan sebesar, Qnp = 3886,95 kW. Perbedaan laju perpindahan kalor pada sisi sirkulasi air panas dengan hasil perhitungan latent heat dan sensible heat terjadi laju perpindahan panas pada shell evaporator.
3. Jumlah tube perhitungan secara manual akan dibandingkan dengan jumlah perhitungan menggunakan Software HTRIyang telah ada, didapat perbedaan tube dengan perhitungan desain yang ada, pada perhitungan manual terdapat 1741 tube sedangkan pada desain yang telah ada pada HTRIadalah 1782. Memiliki koefisien perpindahan panas menyeluruh clean 756 W/m2°C sedangkan pada perhitungan HTRI sebesar 744.45 W/m2°C dengan efisiensi sekitar 66.5% yang baik untuk ukuran ORC geothermal. Dari jumlah perbedaan yang didapat kemudian HTRI menyimpulkan terjadinya Over Design sebesar 8.64%. Jadi kinerja yang didapat dari evaporator adalah baik dan optimal sesuai yang diharapkan.

5. DAFTAR PUSTAKA

Bao, J., & Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and sustainable energy reviews*, *24*, 325-342.

Cengel, Y. A., & Pérez, H. (2004). Heat transfer: a practical approach. transferencia de calor.

Gaos, Y. S., Juarsa, M., Marzuki, E., & Yulianto, M. (2015). Pemilihan fluida kerja pada pengembangan Organic Rankine Cycle. *AME (Aplikasi Mekanika dan Energi): Jurnal Ilmiah Teknik Mesin*, *1*(1), 34-38.

Ihsan, S. (2017). Perencanaan dan Analisa Perhitungan Jumlah Tube dan Diameter Shell pada Kondensor Berpendingin Air pada Sistem Refrigerasi NH 3. *J. Teknol. PROSES DAN Inov. Ind*, *2*(1), 14-15.

Nugraha, A. V., & TK, B. F. (2015). Desain Alat Penukar Kalor Jenis Shell and Tube Sebagai Evaporator Untuk Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi Suhu Rendah Dengan Menggunakan Sistem Organic Rankine Cycle (Orc). *JURNAL TEKNIK MESIN*, *3*(3), 326-335.

Roy, J. P., Mishra, M. K., & Misra, A. (2011). Performance analysis of an Organic Rankine Cycle With Superheating Under Different Heat Source Temperature Conditions. *Applied Energy*, *88*(9), 2995-3004.

Sirodz, Y. (2018). Optimasi Desain Alat Penukar Kalor Gas Buang untuk Pemanas Air Degreaser. *TEKNOBIZ: Jurnal Ilmiah Program Studi Magister Teknik Mesin*, *8*(3), 94-100.

Veriyawan, R., & Biyanto, T. R. (2014). Optimasi Desain Heat Exchanger dengan Menggunakan Metode Particle Swarm Optimization. *Jurnal Teknik ITS*, *3*(2), B210-B215.